

А.К. БАБИЧЕНКО, канд. техн. наук, НТУ «ХП»

В.І.ТОШИНСЬКИЙ, докт. техн. наук, НТУ «ХП»

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АБСОРБЦІЙНО-ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК БЛОКУ ВТОРИННОЇ КОНДЕНСАЦІЇ АГРЕГАТІВ СИНТЕЗУ АМІАКУ

В статті за результатами досліджень абсорбційно-холодильних установок (АХУ) агрегатів синтезу аміаку запропоноване більш ефективне енерго технологічне оформлення АХУ, що забезпечує збільшення холодопродуктивності майже на 20 % і стабілізацію температури вторинної конденсації на регламентному рівні.

The results of the research of the absorption refrigerator of ammonia synthesis aggregates made it possible to offer more effective power and technological design of the absorption refrigerator, that provides the increase of cool productivity almost on 20% and the stabilization of temperature of the second condensations at regulation level.

Вступ та постановка задачі досліджень. На діючих в Україні агрегатах з виробництва аміаку серії АМ-1360 з середнім тиском синтезу вилучення продукційного аміаку з циркуляційного газу здійснюється шляхом його дво-хступеневої конденсації. У блоці вторинної конденсації охолодження циркуляційного газу до встановленої технологічним регламентом температури не більше 0°C відбувається у двох паралельно працюючих випарниках, підключених по потоку холодоагенту (аміаку) до схеми роботи двох абсорбційно-холодильних установок (АХУ) та турбокомпресорного холодильного агрегату (АТК). АХУ характеризуються значно меншими експлуатаційними затратами електроенергії (біля 700 кВт/год) у порівнянні з АТК (біля 4 тис. кВт/год), робота яких забезпечується за рахунок утилізації низькопотенційної теплоти матеріальних потоків у генераторі – ректефікаторі для отримання пари холодоагенту. Тому виключення АТК зі схеми роботи блоку вторинної конденсації та підвищення холодопродуктивності АХУ становить одну з актуальних задач у підвищенні енергоефективності агрегату синтезу в цілому.

Попередніми дослідженнями встановлено, що виключення зі схеми роботи агрегату синтезу АТК може бути здійснено за умови зменшення теплового навантаження з циркуляційним газом на блок вторинної конденсації до температури не більше $36 \div 37$ °C [1]. При цьому головним чинником, що ви-

кликає зміну теплового навантаження є температура первинної конденсації, коливання якої обумовлені застосуванням повітряного охолодження циркуляційного газу і суттєвим її зростанням у літній період (понад 36 °C).

Запропановане раніше енерготехнологічне оформлення блоку первинної конденсації з використанням пароежекторної холодильної системи (ПХС) дозволяє стабілізувати температуру первинної конденсації, а оптимальний її рівень відповідає 26 °C [2]. На цьому рівні забезпечуються мінімальні експлуатаційні витрати з дотриманням регламентної температури вторинної конденсації лише за умови виключення зі схеми роботи АТК. Проте за такої температури первинної конденсації на вході випарників АХУ температура циркуляційного газу становить біля 16 °C, що вимагає збільшення холодопродуктивності АХУ майже на 15 %. Основні напрямки такого збільшення були сформульовані в роботі [3] і передбачають отримання практично чистого холодоагенту за рахунок застосування схеми ректифікації пари частиною рідкого холодоагенту з конденсатора під підвищеним тиском, проведення процесу конденсації і генерації-ректифікації за різних тисків з включенням поміж ними струменевого компресора, додаткового переохолодження рідкого холодоагенту після конденсації у водяному переохолоднику та відмову від схеми дефлегмації пари міцним розчином до його надходження у теплообмінник розчинів.

Аналіз запропонованих технічних рішень свідчить, що реалізація їх обумовлена додатковими енерговитратами для забезпечення роботи конденсатора повітряного охолодження, струменевого компресора робочою парою та рідкого переохолодника охолоджуючою водою. Визначення економічної доцільності запропонованих технічних рішень і становило предмет подальших досліджень.

Методика і результати досліджень. Дослідженнями передбачалося виконання теплових розрахунків холодильних циклів для запропонованого і проектного варіантів схеми АХУ з подальшим порівнянням їх показників та визначенням економічної ефективності запропонованого варіанту АХУ для агрегату синтезу в цілому. Розрахункам передувало встановлення цільових показників для запропонованого варіанту, основним з яких є концентрація холодоагенту з конденсатора. Аналіз експериментальних даних по концентрації пари аміаку на виході дефлегматора, а отже і з конденсатора у порівнянні з рівноважними концентраціями [4], свідчить про достатню досконалість реальних процесів тепло- і масообміну між парою і рідиною у ректифі-

каційній колонні, що дозволяє прийняти цю концентрацію на рівні рівноважної.

Підвищення тиску конденсації до величини 1,7 МПа забезпечить збільшення температури конденсації до 42,5 °С, а також за умови підвищеної температури атмосферного повітря інтенсифікацію процесу конденсації. При цьому, проведення процесів ректифікації і конденсації за різних тисків відповідно на рівні 1,585 МПа (за проектом) і 1,7 МПа на відміну від існуючих схем [5] дозволить здійснювати подачу частини рідкого холодоагенту з конденсатора до ректифікатора без застосування насосу. Вилучення зі схеми дефлегмації пари міцним розчином призведе до зниження температури слабого розчину на вході абсорбера до рівня не більше 45 °С (67 °С за проектом), зменшення теплового навантаження на абсорбер, за рахунок чого з'явиться можливість мати надлишок охолоджуючої води. Остання у зв'язку з підвищенням температури конденсації має бути застосована для переохолодження рідкого холодоагента до температури не більше 33 °С перед подачою до парового переохолодника з метою збільшення холодопродуктивності. Склад циркуляційного газу був прийнятий у відповідності до оптимальної температури первинної конденсації 26 °С за продуктивності колони синтезу 20,041 нм³/с (%об.): Н₂ – 56,07; N₂ – 18,65; Ar – 6,92; СН₄ – 8,92; NH₃ – 9,44. Усі інші показники у якості бази порівняння були прийняті у відповідності до проектних. Результати розрахунків циклів АХУ виконаних за загально відомою методикою із застосуванням діаграм Меркеля-Бошняковича [4,7], зведені до табл. 1 і 2. Слід відзначити, що холодопродуктивність АХУ, кількість дренаваної флегми з випарника, температури кипіння холодоагенту у випарнику та вторинної конденсації визначались шляхом математичного моделювання з урахуванням реально встановленого за експериментальними даними коефіцієнту тепловіддачі з боку циркуляційного газу у відповідності з алгоритмом викладеним у роботі [8].

Обговорення результатів досліджень. Порівнювальний аналіз проектного і запропонованого варіантів згідно даних табл. 1 і 2 свідчить, що за рахунок додаткової ректифікації рідким аміаком з ресиверів повітряних конденсаторів концентрація холодоагенту збільшується з 0,998 до 0,9997 кг/кг, а переохолодження його у водяному переохолоднику забезпечує зменшення температурі на вході випарника з 33 до 27 °С, внаслідок чого збільшується питома холодопродуктивність з 1055,8 до 1122,6 кДж/кг.

Таблиця 1

Параметри абсорбційно-холодильних циклів за проектним та запропонованим варіантами

| Стан речовини | Проектний варіант | | | | Запропонований варіант | | | |
|---|-------------------|-----------|-----------------------|----------------|------------------------|-----------|------------------------|----------------|
| | Температура, °C | Тиск, МПа | Концентрація кг/кг | Витрата, т/год | Температура, °C | Тиск, МПа | Концентрація, кг/кг | Витрата, т/год |
| Міцний розчин на вході генератора | 93 | 1,585 | 0,42 | 74,85 | 93 | 1,585 | 0,42 | 85,27 |
| Міцний розчин на початку кипіння в генераторі | 95 | 1,585 | 0,42 | 74,85 | 95 | 1,585 | 0,42 | 85,27 |
| Міцний розчин після абсорбера | 35 | 0,29 | 0,42 | 74,85 | 35 | 0,29 | 0,42 | 85,27 |
| Слабкий розчин після генератора | 115 | 1,585 | 0,326 | 64,35 | 115 | 1,585 | 0,326 | 73,41 |
| Слабкий розчин після теплообмінника розчинів | 67 | 1,585 | 0,326 | 64,35 | 45 | 1,585 | 0,326 | 73,41 |
| Рідина після конденсатора | 40 | 1,585 | 0,998 | 10,5 | 42,5 | 1,7 | 0,9997 | 11,86 |
| Флегма з конденсатора | — | — | — | — | 42,5 | 1,7 | 0,9997 | 3,65 |
| Рідина після водяного переохолодника | — | — | — | — | 33 | 1,7 | 0,9997 | 11,86 |
| Рідина після парового переохолодника | 33,5 | 1,585 | 0,998 | 10,5 | 27 | 1,7 | 0,9997 | 11,86 |
| Пара після ректифікатора | 99 | 1,585 | 0,952 | 10,5 | 42,5 | 1,585 | 0,9997 | 15,51 |
| Пара після генератора | 102 | 1,585 | 0,946 | 10,5 | 99 | 1,585 | 0,9568 | 11,86 |
| Пара після дефлегматора | 52 | 1,585 | 0,998 | 10,5 | — | — | — | — |
| Пара аміаку після випарника | -10,5 | 0,29 | 1 | 10,41 | -10,5 | 0,29 | 1 | 11,82 |
| Пара після парового переохолодника | 5 | 0,29 | 1 | 10,41 | 2 | 0,29 | 1 | 11,82 |
| Флегма з випарника | -2 | 0,29 | 0,7617 | 0,09 | -5,4 | 0,29 | 0,8361 | 0,04 |
| Циркуляційний газ з випарника | 3 | 23,49 | 0,1039* | 168,5 | 0 | 23,49 | 0,1071* | 168,5 |

Примітка: * концентрація аміачного конденсату

Таблиця 2

Узагальнені показники теплового розрахунку АХУ за проектним і запропонованим варіантами

| Найменування апарату | Кількість теплоти | | | |
|------------------------|-------------------|---------------------|------------------|---------------------|
| | підведеної | | відведеної | |
| | Питома кДж/кг | Загальна МВт*год | Питома кДж/кг | Загальна МВт*год |
| Проектний варіант | | | | |
| Генератор-ректифікатор | 2434,7 | 7,1 | – | – |
| Випарник | 1055,8 | 3,05 | – | – |
| Абсорбер | – | – | 2384,8 | 6,95 |
| Конденсатор | – | – | 1103,5 | 3,22 |
| АХУ в цілому | 3490,5 | 10,15 | 3488,3 | 10,17 |
| Запропонований варіант | | | | |
| Генератор-ректифікатор | 2155,2 | 7,1 | – | – |
| Випарник | 1122,6 | 3,68 | – | – |
| Абсорбер | – | – | 1808,8 | 5,69 |
| Конденсатор | – | – | 1424,9 | 4,69 |
| Водяний переохолодник | – | – | 44,7 | 0,15 |
| АХУ в цілому | 3277,8 | 10,78 | 3278,4 | 10,8 |

При цьому зменшення температури пари холодоагенту на виході ректифікатора з 99 °С до 42,5 °С обумовлює в основному зменшення і питомої теплоти генератора-ректифікатора з 2434,7 до 2155,2 кДж/кг, а отже сприяє за постійності підводу теплоти з КГ і ПГС до генератора на рівні 7,1 МВт·год збільшення кількості отримуемого холодоагенту з 10,5 т/год до 11,82 т/год, що забезпечує у підсумку підвищення загальної холодопродуктивності з 3,05 МВт·год до 3,68 МВт·год (майже на 20 %) і дозволяє зменшити температуру вторинної конденсації з 3 °С до 0 °С, тобто до регламентної норми.

Таке зниження температури, як відомо [9], зменшить навантаження на циркуляційний компресор та компресор стиску свіжої азотно-водневої суміші за постійності продуктивності агрегату синтезу на 95,25 кВт·год і знизить витрати природного газу і глибоко знесоленої води у додатковий поровий котел відповідно на 922 тис. нм і 9 тис. т. на рік, необхідних для приводу турбіни.

Забезпечення такої глибокої ректифікації майже до 100 %-вої концентрації холодоагенту вимагає збільшення загальної теплоти конденсації з 3,22 МВт·год до 4,69 МВт·год за рахунок збільшення навантаження з парою холодоагенту з 10,5 т/год до 15,51 т/год. Проте внаслідок збільшення серед-

ньої різниці температур на $2,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ з підвищенням тиску конденсації до $1,7\text{ МПа}$ при проектному коефіцієнті теплопередачі $35,12\text{ Вт/м}^2\text{К}$ і поверхні теплообміну 15000 м^2 загальна кількість знімаємої теплоти конденсації складе $35,12 \cdot 15000 \cdot 9,5 = 5\text{ МВт} \cdot \text{год}$ (де $9,5$ – нова середня різниця температур), що цілком достатньо для конденсації $15,51\text{ т/год}$ пари холодоагенту (табл. 2).

Зменшення теплового навантаження абсорбера з $6,95\text{ МВт} \cdot \text{год}$ до $5,96\text{ МВт} \cdot \text{год}$, тобто на $0,99\text{ МВт} \cdot \text{год}$ дозволяє використати надлишок охолоджуючої абсорбер води з температурою на вході в літній період $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ у кількості біля 20 т/год для переохолодження холодоагенту з $42,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $33\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Підвищення тиску конденсації з $1,585\text{ МПа}$ до $1,7\text{ МПа}$ забезпечується струменевим компресором. За такої невеликої різниці стиску коефіцієнт інжекції буде достатньо високим і згідно розрахунків за достатньо опробованим у практичних умовах алгоритмом складе $1,8$ одиниць, що забезпечує інжекцію $15,51\text{ т/год}$ аміачної пари з генератора-ректифікатора робочою аміачною парою тиском 3 МПа значно меншою кількістю до $8,6\text{ т/год}$ на кожному АХУ.

Це призведе до збільшення робочої пари на конденсатори ПХС з урахуванням двох АХУ до $17,2\text{ т/год}$, конденсація яких вимагає встановлення додаткових повітряних конденсаторів загальним енергоспоживанням біля $300\text{ кВт} \cdot \text{год}$.

При цьому за рахунок додаткового використання відпрацьованої водяної пари турбіни компресора технологічного повітря в циклі ПХС для отримання робочої пари на струменеві компресори АХУ зменшиться навантаження на повітряні конденсатори з водяною парою 8 т/год , що обумовить зниження споживання електроенергії на привід вентиляторів згідно проектних показників майже на $100\text{ кВт} \cdot \text{год}$.

Висновки.

Таким чином, з реалізацією запропонованою енерготехнологічного оформлення АХУ забезпечується стабілізація температури вторинної конденсації на регламентному рівні навіть при більш високій температурі циркуляційного газу на вході випарника $17\text{ }^{\circ}\text{C}$, а не $16\text{ }^{\circ}\text{C}$, що відповідає оптимальній температурі первинної конденсації $26\text{ }^{\circ}\text{C}$, та підвищується загальна холодопродуктивність на 20 \% .

За рахунок такого підвищення відбувається зниження температури вторинної конденсації на $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ і, як наслідок зменшуються витрати природного

газу і глибоко знесоленої води відповідно на 115 нм³/год і 1,2 т/год та у два рази зменшується кількість дренавної з випарника флегми.

За вартості природного газу для промислового підприємства 1,5 тис. грн. за 1 тис. нм³, глибоко знесоленої води 6 грн за 1 т та електроенергії 300 грн. за 1 тис. кВт-год і середньорічній роботі агрегату 8 тис. год економічний ефект складе понад 1,2 млн. грн.

Список літератури: 1. *Бабиченко А.К.* Повышение эффективности работы системы охлаждения циркуляционного газа в агрегатах синтеза аммиака большой единичной мощности / [А.К. Бабиченко, В.Т. Ефимов, В.П. Василенко и др.] // Химическая технология. – 1983. – № 3. – С. 17 – 18. 2. Пат. 34437 Україна, МПК (2006) F25B 15/2, F25B 49/00, C0101/00. Установка для виробництва аміаку / *Бабиченко А.К., Тошинський В.І.*, заявник і патентовласник НТУ «ХПІ». – № 20083380; заявл. 17.03.08; опубл. 11.08.08, Бюл. № 15. 3. *Бабиченко А.К.* З питання підвищення ефективності експлуатації абсорбційно-холодильних установок агрегатів синтезу аміаку / *А.К. Бабиченко, В.І. Тошинський* // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 2/4 (38). – С. 29 – 32. 4. *Розенфельд Л.М.* Примеры и расчеты холодильных машин и аппаратов / *Л.М. Розенфельд*. – М.: Госторгиздат, 1960. – 238 с. 5. *Бамбушек Е.М.* Холодильные машины: учебн. для вузов по спец. «Холодильные машины и установки» / [Е.М. Бамбушек, Н.И. Кошкин, И.А. Сакун и др.]; под. ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1985. – 510 с. 6. *Бабиченко А.К.* Вплив температури первинної конденсації на ефективність експлуатації великотонажних агрегатів синтезу аміаку / *А.К. Бабиченко, В.І. Тошинський* // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2008. – № 3/4 (33). – С. 23 – 27. 7. *Бамбушек Е.М.* Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин: учеб. пособие для вузов по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки» / [Е.М. Бамбушек, Е.Д. Бухарин, В.А. Герасимов и др.]; под. ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1987. – 423 с. 8. *Бабиченко А.К.* Оптимальне керування процесом охолодження циркуляційного газу у випаровувачах абсорбційних холодильних установок агрегату синтезу аміаку / *А.К. Бабиченко, В.І. Тошинський, Ю.А. Бабиченко* // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2000. – № 3. – С. 105 – 113. 9. *Бабиченко А.К.* Влияние температуры вторичной конденсации на экономические показатели работы агрегатов синтеза аммиака большой мощности / *А.К. Бабиченко, В.Т. Ефимов* // Вопросы химии и химической технологии. – 1986. – Вып. 80. – С. 113 – 117.

Надійшла до редколегії 12.05.09